

文章编号:1000-8055(2018)03-0649-08

doi:10.13224/j.cnki.jasp.2018.03.018

转子结构系统界面失效分析及 稳健设计方法

洪 杰^{1,2}, 徐筱李¹, 梁天宇¹, 马艳红^{1,2}
(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;
2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 针对结构非连续转子中连接界面接触状态变化引起界面力学特征改变,使转子系统动力特性不稳健的问题进行分析,并提出了一种界面接触状态的稳健设计方法。结果表明:该方法通过分析结构非连续转子系统中界面损伤失效的力学过程,对结构特征参数进行优化设计,降低界面力学特性对载荷环境的敏感度。以涡轮转子套齿连接为例进行优化设计得到,在加工装配误差所导致的应力极限情况下,最优解的接触应力水平更加远离应力约束边界,使带有连接界面的结构非连续转子系统的力学特性更加稳健,具有较好的工程应用价值。

关 键 词: 结构非连续; 转子系统; 结构系统; 界面损伤/失效; 稳健设计

中图分类号: V231.9 **文献标志码:** A

Interface failure analysis and robust design method in rotor structural system

HONG Jie^{1,2}, XU Xiaoli¹, LIANG Tianyu¹, MA Yanhong^{1,2}
(1. School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: For the contact status variation of mechanical interface making mechanical properties vary in rotors with non-straight structures, the non-robust problem of rotor systems dynamics characteristic was analyzed, and a novel robust design method of contact status was presented. Result showed that this method analyzed the damage and failure process of mechanical interface in non-straight structural rotor system structural properties optimal design, and established an optimal design for structural properties. This method decreased the sensitivity of mechanical properties under loads and environment. An optimal design of the spline coupling structure in turbine rotor was implemented. The results indicated that the contact stress of optimal solution kept far from stress-constrained boundary under the condition of manufacturing errors. The mechanical properties of non-straight structural rotor system with mechanical interface were more robust than before. The robust design method of mechanical interface shows preferable engineering value.

收稿日期: 2016-06-27
基金项目: 国家自然科学基金(51575022)
作者简介: 洪杰(1965—),男,教授、博士生导师,博士,主要从事航空发动机结构完整性与可靠性、转子动力学研究。
通讯作者: 梁天宇(1993—),男,硕士生,主要从事航空发动机结构完整性与可靠性研究。E-mail:liangtianyu@buaa.edu.cn

引用格式: 洪杰,徐筱李,梁天宇,等. 转子结构系统界面失效分析及稳健设计方法[J]. 航空动力学报,2018,33(3):649-656. HONG Jie, XU Xiaoli, LIANG Tianyu, et al. Interface failure analysis and robust design method in rotor structural system[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(3): 649-656.

Key words: non-straight structure; rotor system; structural system; interface damage/failure; robust design

航空发动机中由转子结构系统引发的整机振动超标问题一直是影响发动机结构完整性和可靠性的技术瓶颈^[1]。其中,由于连接结构界面的接触状态变化所造成的力学参数非确定性是转子结构系统振动问题的根本原因之一,其本质是如何加强对连接界面损伤及失效过程的有效控制。然而,现行的转子动力学设计体系对于界面失效模式及其设计方法缺乏深入的研究,在复杂载荷环境下很可能造成连接界面配合状态的不合理,使转子产生刚度损失或者位移约束失效等参数突变,从而导致整个转子系统的动力特性发生变化^[2]。

连接界面是转子结构系统中用于定心/定位或传递运动载荷的重要组成部分,然而界面的存在使得转子结构的力学特性沿轴向分布不连续,在载荷环境作用下会产生分散或突变。因此,转子系统结构设计应该以尽可能减少连接界面的损伤为设计目标,对连接结构的几何形式和装配紧度进行参数设计,以保证转子结构系统在整个工作载荷包线内具有稳定的力学特性。

由于连接界面是危害机械结构系统力学特性的关键之一,国内外学者针对其力学行为和失效模式开展了研究设计工作。Truman 等^[3]针对连接界面导致的齿轮轮毂与轴过盈装配失效,分析了微动作用与微滑移两种连接界面的失效机理及其相互之间的关联性,得到接触压力、构件直径和工作载荷等参数对界面失效的影响规律。Dinger 等^[4]对螺栓连接松动的失效机理进行了较为系统的研究,结合仿真和实验说明连接界面上的局部滑移是导致螺栓松动的因素之一,并针对松动失效提出了基于有限元仿真的参数设计方法。Jianmei 等^[5]为了避免风车叶轮与轴的配合失效并提高连接可靠性,研究了配合紧度和摩擦因数对于盘-轴连接界面上接触应力的影响规律,并且对接触应力进行参数化设计和实验验证。在连接结构的动力特性方面,Qin 等^[6]对风扇轮盘-鼓筒螺栓连接结构在弯曲载荷下的变形进行分析,指明连接界面导致的刚度损失会造成转子临界转速下降。由于在一定条件下转子动力特性对于连接界面的接触状态特别敏感,连接界面产生约束失效或松动分离并随着载荷循环发生宏观的滑移和碰撞^[7-8],将会造成转子动力特性复杂多变,甚至

导致整个转子结构系统损伤失效。

转子结构系统中连接界面发生损伤失效,主要是由于制造、装配和载荷环境等因素存在强烈的非确定性,导致连接界面的力学特性分散度显著甚至发生突变。为解决这类带有非确定性参数的优化设计问题,田口玄一博士提出了稳健设计的思想和方法,通过对敏感参数的组合进行实验和设计,使产品或系统性能具有极高的稳健性^[9]。现代机械系统的稳健设计是以降低工作载荷和环境噪声对于结构力学特性的敏感度作为设计目标,提高结构系统力学特性的稳健性,已成为当前工程优化的主流方法^[10-11]。Krack 等^[12]考虑连接界面上由于接触状态和工作环境所产生的非确定性,应用随机参数模型和敏感度分析,对预压力、摩擦因数和激励水平等参数进行建模,提高了叶片-轮盘结构系统阻尼减振性能的稳健性。Stocki 等^[13]对转子系统动力特性进行稳健设计研究,针对低结构质量和高抗弯刚度的设计目标,将残余不平衡量和具有随机性的轴承刚度作为影响转子动力特性的噪声参数进行基于响应面法的稳健设计,降低了转子的振动响应。

在结构非连续转子系统的设计方法中,针对连接界面接触状态稳健性问题的研究却鲜有报道。而且值得注意的是,界面参数对于转子系统动力特性的影响存在坐标空间和几何尺度上的差异,往往难以进行整体性的优化设计,因此亟需建立合理的设计策略和方法。本文针对带有连接界面的转子结构系统,分析界面损伤失效的力学特征,结合容差模型法建立针对连接界面及结构系统力学特性的多目标、多参数稳健设计模型,并验证了该方法的可行性。

1 转子结构系统连接界面的损伤失效特征

1.1 结构非连续性

以航空发动机为代表的旋转动力机械的转子结构系统,一般是由叶片、轮盘、轴段等零件通过连接界面配合组成的完整轴系,通常采用榫连接、螺栓、止口、套齿、拉杆等结构形式进行叶-盘、盘-盘和盘-轴连接。如图1所示为带有不同形式连接结构的典型航空发动机转子结构系统。

与整体式转子结构不同,带有连接结构的转

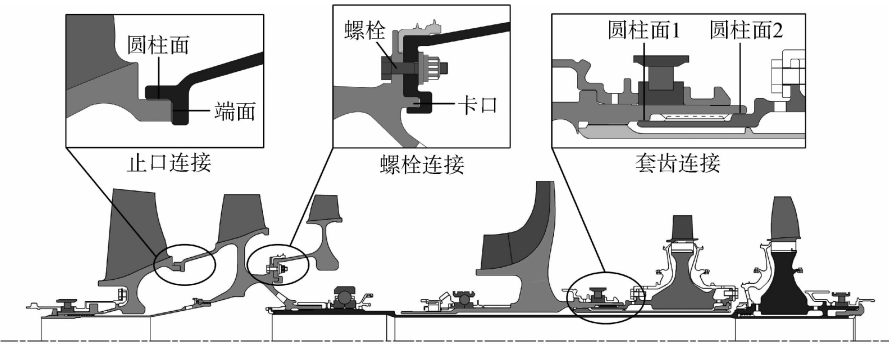


图 1 航空发动机结构非连续转子系统

Fig. 1 Non-straight structural rotor system in aero-engine

子存在众多的连接界面,包括定心的圆柱面、定位/传力的端面以及传扭的齿面等接触形式。这些连接界面在转子结构系统中起到“约束”和“承载”的作用,同时也造成了转子几何结构和力学特性参数分布的不连续,使其动力特性表现出显著的非确定性和一定程度的非线性。因此,在几何结构与力学特性参数上具有非连续性是航空发动机转子结构系统的一个重要特征。

在带有连接结构的转子结构系统中,由于结构几何参数、装配工艺参数和载荷环境相对于设计状态发生变化,连接界面上的接触状态变化会引起转子连接刚性和结构质心的变化,对转子结构系统的动力特性造成显著影响,这种力学行为被称为连接界面损伤。其中,连接界面失效的力学过程表现为,由载荷环境所产生的界面滑移、应力损伤随着工作循环逐渐积累,使得连接结构的约束和承载能力显著降低甚至失效,引起转子系统动力特性发生变化,最终可能导致结构系统中相对薄弱的构件失效。因此,结构非连续转子系统的动力学设计,必须考虑连接界面接触状态变化对整个结构系统的影响,对界面损伤失效进行有效控制。

1.2 连接结构稳健性

航空发动机结构设计要求转子系统的动力特性在工作包线范围内具有极高的稳健性,即对载荷环境的变化不敏感,这就要求能够对结构系统中连接界面的损伤失效进行有效控制。由于转子结构系统在工作过程中承受着复杂多变的机械载荷和温度载荷,结构及其连接界面上的损伤失效模式十分复杂。为了提高转子结构系统的稳健性并降低动力特性的敏感度,需要以连接界面为研究对象,通过影响结构系统力学特性变化的主要非确定因素,如几何、材料、装配工艺参数等进行

优化设计,控制接触状态的变化范围,以降低对转子系统动力特性的影响。因此,结构非连续转子系统的动力特性稳健设计必须考虑转子结构特征和界面接触状态之间的关联性,借此本文提出了转子结构系统的稳健设计方法,总体设计流程如图 2 所示。

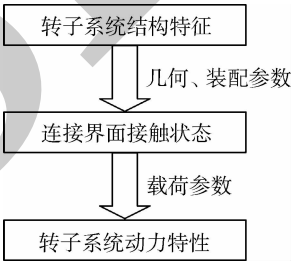


图 2 结构非连续转子系统动力特性的稳健设计框图

Fig. 2 Robust design process for dynamics characteristic of non-straight structural rotor system

针对结构系统连接界面的接触状态变化规律,以及设计参数和噪声参数具有的非确定性,其中设计参数主要包括结构几何参数、装配参数,噪声参数包括机械载荷、环境温度等,需要采用适用于多参数、多目标的稳健设计方法,以实现对接面接触状态和损伤的有效控制。因此,转子结构系统的稳健设计可以转化为一个结构参数的优化问题,首先对连接界面接触参数进行优化设计,再对连接结构力学特性进行检验,本文提出连接结构连接界面的稳健设计模型如下:

$$\begin{cases} \min F[Y_{\text{conta}}(G,A,L,T)] \\ \text{s. t. } g_j(Y_{\text{conta}}) \leqslant 0 \quad j = 1,2,\cdots,l \end{cases} \quad (1)$$

式中 Y_{conta} 表示连接界面的接触参数, G, A, L, T 分别表示连接结构的几何参数、装配工艺参数和所承受的机械、温度载荷参数, Y_{joint} 表示连接结构的力学特性参数。

2 转子结构系统连接界面的接触状态

2.1 连接界面的接触参数

针对带有连接结构的转子系统,稳健设计的目标是保证连接界面的接触状态具有最小的变化,以防止连接结构的力学特性发生失效。因此,针对连接结构中存在的连接界面,根据损伤机理和失效过程的不同,相应采用接触应力和滑移位移等接触参数进行损伤失效程度的描述,并作为界面接触状态稳健设计的目标参数。

在装配状态和工作状态下接触应力水平可以直接反映连接界面是否起到良好的约束作用或者承受应力损伤,是连接界面最重要的力学参数。考虑到连接界面上接触应力呈现非均匀分布的特征,同时采用平均接触应力 σ_{aver} 和最大接触应力 σ_{max} 进行描述。其中,提高平均接触应力可以提高连接界面的压紧程度,使界面的约束效果加强,应保证其量值位于较高水平;同时为了连接界面的降低应力损伤,必须严格约束最大接触应力不能超过某个应力极限,通常可以认为是材料表面微观屈服强度^[14]。

连接界面的滑移位移 δ_{slide} 是指连接界面间产生的相对切向变形,减小工作状态下的滑移位移可以避免连接界面上变形过大,保证连接界面的稳定性。

2.2 连接结构的力学特性

转子结构系统连接界面失效是由于连接结构力学特性随着工作载荷发生不可控制的变化,在稳健设计模型中必须对连接结构力学特性进行设计和验证,以保证转子动力特性最优。对于高速旋转的转子结构系统,采用连接结构刚度损失系数和质心偏移量来描述结构非连续转子系统的力学特性变化。

连接结构的弯曲刚度是指连接结构抵抗弯曲变形的能力,由于连接界面随着所承受的载荷发生变形和滑移,造成连接界面的约束作用下降,使得带有连接结构的转子相比于整体式转子产生弯曲刚度损失。因此定义刚度损失系数 k_p 用于描述连接结构弯曲刚度的损失程度

$$k_p = (k_0 - k_s)/k_0 \quad (2)$$

式中 k_s 表示考虑转子结构系统中连接界面影响的实际刚度, k_0 表示连接界面固结时转子结构的理想刚度。转子结构系统稳健设计要求连接结构

具有尽可能小的刚度损失系数,而且随着工作状态变化弯曲刚度保持稳定,不会引起转子动力特性变化。

连接结构所引起的质心偏移是转子结构系统中普遍存在的界面损伤现象,是指连接界面随着工作载荷变化产生逐渐积累的不可恢复变形,由于界面变形在转子径向上分布的不均匀性,造成转子质心相对于旋转中心产生偏移量,对转子结构系统产生附加不平衡激励。转子结构系统稳健设计要求连接结构产生尽可能小的质心偏移量,以降低不平衡激励对转子动力特性的影响。

3 基于容差模型的稳健设计方法

承受制造、装配以及载荷环境的影响,转子结构系统中连接界面的接触状态相对于设计目标容易产生一定程度的偏离,从而导致转子系统的动力特性明显变化,进一步造成转子结构系统的损伤失效。因此,有必要采用稳健设计方法对连接界面损伤失效与接触参数的分散性进行有效控制,本文提出了基于容差模型的设计流程对连接界面接触状态进行优化设计。

3.1 容差模型法及设计流程

容差模型法又称为变差传递法,其指导思想在于考虑参数变差所引起的约束函数变差,形成新的设计可行域,继而在可行域内寻找稳健解。其优化模型的数学表述如下^[9]:

$$\begin{cases} \min F(\mathbf{X}, \mathbf{Z}) = \\ \quad [f_1(\mathbf{X}, \mathbf{Z}), f_2(\mathbf{X}, \mathbf{Z}), \dots, f_k(\mathbf{X}, \mathbf{Z})]^T \\ \text{s. t.} \quad g_j(\mathbf{X}, \mathbf{Z}) + \Delta g_j(\mathbf{X}, \mathbf{Z}) \leq 0 \\ \quad j = 1, 2, \dots, l \\ \mathbf{X} = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T \\ \mathbf{Z} = [z_1, z_2, \dots, z_m]^T \end{cases} \quad (3)$$

式中 $\mathbf{X}, \mathbf{Z}$ 表示可控参数和噪声参数向量; $F(\mathbf{X}, \mathbf{Z})$ 表示目标函数向量,当 $k=1$ 时,该问题为单目标优化问题,当 $k>1$ 时,为多目标优化问题; $g_j(\mathbf{X}, \mathbf{Z})$ 为约束函数, $\Delta g_j(\mathbf{X}, \mathbf{Z})$ 表示由于参数变差所引起的约束函数的变差。

针对文中第 1.2 节所提出的连接结构连接界面的稳健设计模型,建立基于容差模型法的转子结构系统动力特性的设计流程,如图 3 所示。

由图 3 可知,转子结构系统动力特性的稳健设计主要可以分为以下几个步骤:

1) 确定转子结构系统动力特性的设计目标,通常包括临界转速、应变能、振动响应和力学特性

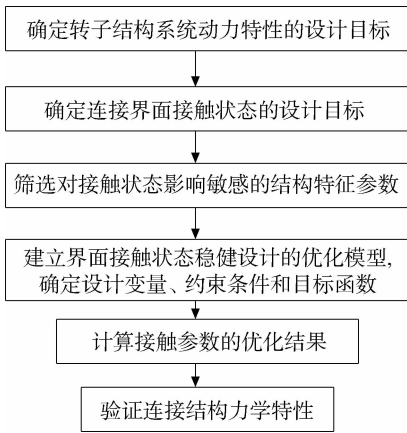


图3 转子结构系统动力特性的稳健设计流程

Fig. 3 Robust design process for dynamics characteristic of rotor structural system

稳健等方面的要求^[15];

2) 确定连接界面接触状态的设计目标,需要同时包括对可行稳健性和敏感稳健性的优化;

3) 筛选对接触状态影响敏感的结构特征参数,作为稳健性优化的设计变量;

4) 建立界面接触状态稳健设计的优化模型,确定设计变量、约束条件和目标函数;

5) 计算接触状态参数的优化结果;

6) 对连接结构力学特性参数进行验证和评估,若不满足要求,需重新调整接触状态的优化参数和优化方向。

在转子结构系统动力特性稳健设计流程的基础上,本文重点建立了连接界面接触状态的稳健设计方法,下面进行详细介绍。

3.2 设计变量筛选

根据参数是否设计可控,将接触状态的影响参数分为信号参数、可控参数和噪声参数^[16]。由于转子结构系统的连接界面设计是一个局部优化过程,可以忽略整个转子系统结构参数的影响,也就是说转子整体的结构、材料参数是完全确定的,作为信号参数;连接结构的局部几何参数与装配工艺参数是可以由设计者确定,而且其参数具有一定分散性,作为可控参数;转子结构系统的载荷参数不能在局部结构优化中进行调整,而且离心载荷等载荷环境对于界面状态影响非常大不可忽略,应作为噪声参数。

本文采用敏感度分析筛选出对接触状态影响显著的可控参数作为设计变量,定义第 j 个接触状态参数 $Y_{\text{conta},j}$ 对第 i 个可控参数 x_i 的敏感度 $s_{i,j}$ 表达式为

$$s_{i,j} = \left| \frac{\partial Y_{\text{conta},j}(G,A,L,T)}{\partial x_i} \right| \approx \left| \frac{\Delta Y_{\text{conta},j}(G,A,L,T)}{\Delta x_i} \right| \quad x_i \in G \cup A \quad (4)$$

当某个可控参数的敏感度 $s_{i,j}$ 高于规定的门槛值时,则将其作为界面接触状态的设计变量。

3.3 可行稳健性

可行稳健性是指可控参数和噪声参数存在变差时,目标函数和约束函数同时发生变化,设计解不会违反约束条件、仍能满足设计要求的能力。为了保证设计解的可行性,采用极值法给出了约束函数变差 $\Delta g_j(x)$ 与参数容差 Δx 、 Δz 之间的 1 阶关系式^[9,17]

$$\Delta g_j = \sum_{i=1}^{n+m} \left| \left(\frac{\partial g_j}{\partial b_i} \right)_{\bar{x}, \bar{z}} \Delta b_i \right| \quad (5)$$

式中 Δb 表示可控参数和噪声参数的容许变差。则 $\Delta g_j(x)$ 表示参数偏离名义值时约束函数 $g_j(x)$ 所能产生的最大变差。

按照上述定义, $g_j(\mathbf{X}, \mathbf{Z}) + \Delta g_j(\mathbf{X}, \mathbf{Z}) \leq 0$ 包围形成了接触状态的稳健可行域。只要可控参数和噪声参数在可行域内取值,即使该参数在实际制造、使用中偏离名义值,接触状态仍可以满足力学性能的约束,从而使结构系统具有极高的稳健性。

3.4 敏感稳健性

敏感稳健性^[18]是指参数发生变差时,目标函数和约束函数抵抗变化的能力,是稳健设计的核心内容。在容差模型中将其转化为敏感度的极小值问题,即增加原目标函数对参数敏感度的设计目标,形成新的目标函数如下:

$$\min [f_i(\mathbf{X}, \mathbf{Z}), f_{r,i}(\mathbf{X}, \mathbf{Z})] \quad i = 1, 2, \dots, k \quad (6)$$

式中 $f_i(\mathbf{X}, \mathbf{Z})$ 表示结构系统的原设计目标, $f_{r,i}(\mathbf{X}, \mathbf{Z})$ 表示原设计目标对各参数的敏感度。由此产生的多目标优化设计问题可以采用加权平均法、理想点法或者进化算法等进行求解。

4 应用算例

4.1 涡轮转子有限元模型

某型涡桨发动机中低压涡轮盘-轴的套齿连接结构如图4所示,采用前后圆柱面定心,套齿传扭,大螺母拧紧固定传递轴向力。涡轮转子的结构设计要求在随转速变化的离心载荷作用下,套齿连接结构在连接刚度和质心偏移上具有良好的稳健性,因此需要对距离轮盘较近的前配合圆柱

面的结构几何参数和配合参数进行优化设计,并建立了涡轮转子的有限元仿真模型。

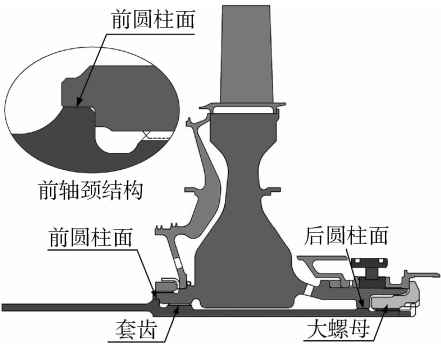


图 4 涡轮盘-轴的套齿连接结构

Fig. 4 Spline coupling for the turbine disc-shaft

4.2 稳健设计模型

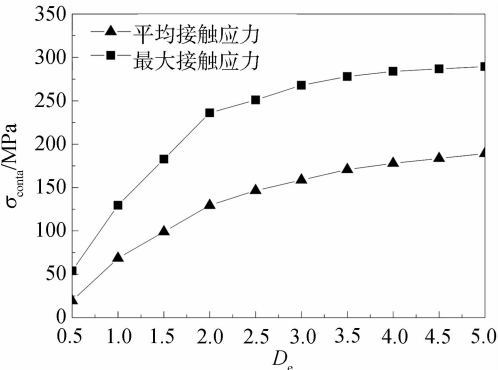
对于套齿连接结构,由于连接界面接触状态变化而产生的转子质心偏移的力学过程复杂但是影响相对较小,应用算例重点对连接界面的接触应力进行稳健设计。

4.2.1 设计变量

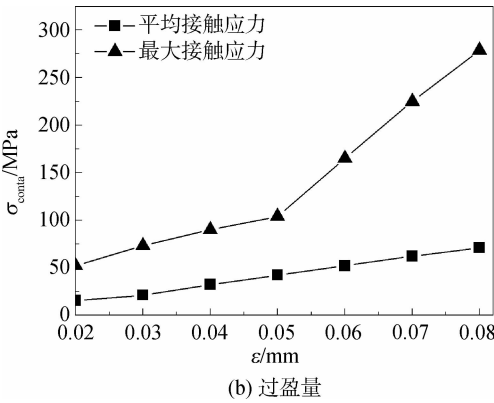
选取对前圆柱面接触状态影响敏感的可控参数作为设计变量,包括结构几何尺寸和装配工艺参数两个方面。本文选取涡轮前轴颈外径 D 和圆柱面的过盈量 ϵ 作为设计变量。前轴颈外径初始值 $D_0 = 59.2 \text{ mm}$,过盈量初始值 $\epsilon_0 = 0.03 \text{ mm}$,变化范围为 $\pm 0.01 \text{ mm}$ 。计算分析获得设计变量对圆柱面接触应力 δ_{conta} 的影响规律如图 5 所示,图中 D_e 表示前轴颈等效外径, ϵ 表示过盈量。

4.2.2 约束函数

对材料表面疲劳行为的研究表明,最大接触应力 σ_{max} 低于表面屈服强度 σ_{ms} ,则不会发生零件表面的疲劳破坏。因此,将连接界面上的最大应力 σ_{max} 及其变差作为约束函数有



(a) 前轴颈等效外径



(b) 过盈量

图 5 设计变量对接触应力的影响规律

Fig. 5 Effect laws of the design variables to contact stress

$$g_1 + \Delta g_1 = \sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{ms}} + \sum_{i=1}^3 \left| \frac{\partial \sigma_{\text{max}}}{\partial x_i} \Delta x_i \right| \leq 0 \tag{7}$$

式(7)中,跟据文献[14]提出的表面屈服强度存在 $\sigma_{\text{ms}} = (0.81 - 1.02) \sigma_{-1}$ 的近似关系,保守选取高温合金的 $\sigma_{\text{ms}} = 300 \text{ MPa}$, $\frac{\partial \sigma_{\text{max}}}{\partial x_i}$ 可以由接触应力的 2 阶响应面拟合得到。

为了剔除界面约束能力不满足设计要求的解,需要增加一个约束函数 g_2 对平均接触应力的最小值进行限制,有

$$g_2 + \Delta g_2 = \sigma_{\text{aver},0} - \sigma_{\text{aver}} + \sum_{i=1}^3 \left| \frac{\partial \sigma_{\text{aver}}}{\partial x_i} \Delta x_i \right| \leq 0 \tag{8}$$

式中平均应力的门槛值 $\sigma_{\text{aver},0}$ 由接触状态的仿真结果确定,当平均应力高于 40 MPa ,黏滞接触近似最大且保持基本不变, $\frac{\partial \sigma_{\text{aver}}}{\partial x_i}$ 可以由接触应力的 2 阶响应面拟合得到。

4.2.3 目标函数

为了同时对连接界面的约束能力和状态变化的分散性进行优化设计,圆柱面接触应力的目标函数可以表示为

$$\min [-\sigma_{\text{aver}}, s_i^e(\sigma_{\text{aver}})] \quad i = 1, 2, 3 \tag{9}$$

为了综合考虑平均应力 σ_{aver} 对轴颈外径、过盈量和工作转速的敏感性,在敏感目标函数中采用名义敏感度 $s_i(\sigma_{\text{aver}})$ 进行加权

$$s_i^e(\sigma_{\text{aver}}) = \sqrt{\sum_{i=1}^3 C_i s_i^2(\sigma_{\text{aver}})} \tag{10}$$

采用加权平均法,对两类目标函数进行等价考虑,则连接界面稳健设计的目标函数表达式为

$$\min \left[f'(\mathbf{X}, \mathbf{Z}) = -\sigma_{\text{aver}} + k \sqrt{\sum_{i=1}^3 s_i^2(\sigma_{\text{aver}})} \right]$$

(11)

综上,可以得到该算例的稳健设计模型为

$$\begin{cases} \min f(D, \epsilon, n) \\ \text{s. t.} & g_1 + \Delta g_1 \leq 0 \\ & g_2 + \Delta g_2 \leq 0 \end{cases}$$

(12)

4.3 稳健设计结果

该优化设计问题只有两个设计变量 D 和 ϵ , 而且考虑到目标函数式(11)中的加权系数 k 数值难以确定,因此分别绘制两个目标函数等高线图可以直观表示出约束函数以及目标函数与设计点之间的对应关系,采用基于可行域的综合目标寻优方法,即通过约束条件及对应的容差模型绘制出设计变量的稳健可行域,继而在稳健可行域内直接寻找目标函数的最优值。

根据有限元计算结果,绘制出最大接触应力与平均接触应力约束边界如图 6 中 $g_1 + \Delta g_1 = 0$ 和 $g_2 + \Delta g_2 = 0$ 表示,形成的稳健可行域为四边形区域 $ABCD$,图中 ϵ_e 表示相对配合过盈量, h 表示轴向位置。位于可行域内的设计解,只要连接结构刚度偏差小于 10%、配合过盈量偏差小于 0.01 mm,均不会破坏连接界面稳定的力学性能。根据目标函数的定义,分别绘制了平均接触应力与其名义敏感度的等高线,搜寻得到可行域内的最优解(1.59, 0.4)如图中最优点所示。

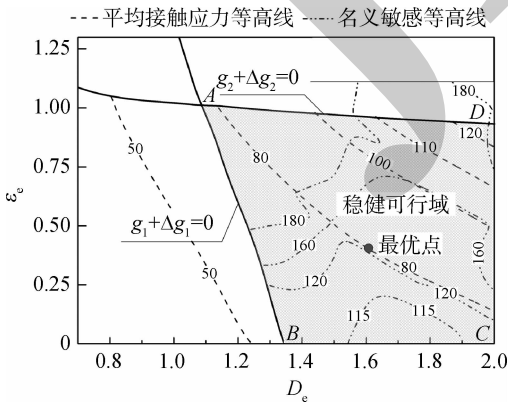
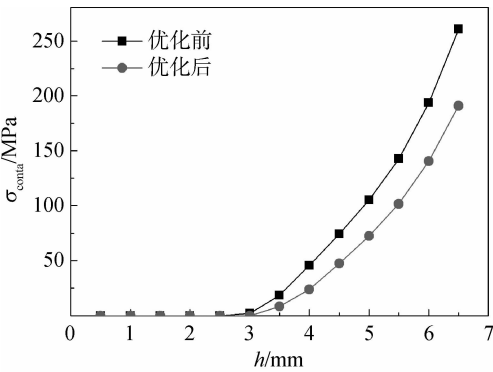


图 6 稳健可行域和设计最优解

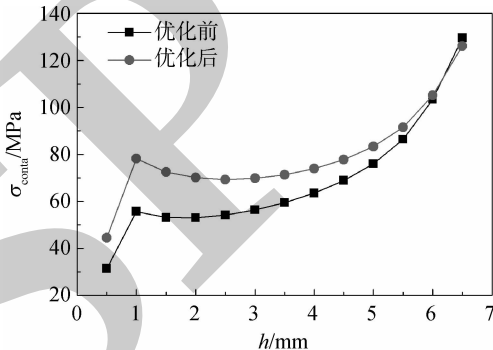
Fig. 6 Robust feasible region and optimal solution

计算得到优化前后的配合圆柱面在装配条件与设计转速下的界面接触应力分布如图 7(a)、图 7(b)所示,接触应力相对于优化前有大幅提升,其均匀性也得到优化。而且在加工装配误差所导致的应力极限情况下,最优解的接触应力水平更

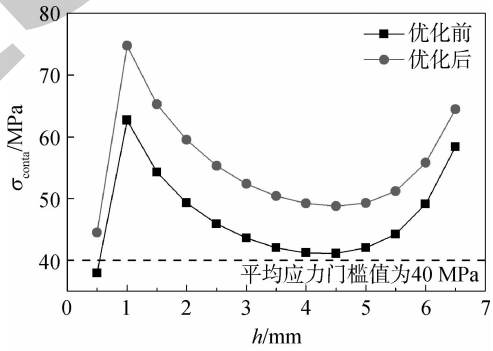
加远离应力约束边界,如图 7(c)、图 7(d)所示,因此优化后连接界面具有更好的稳健性。



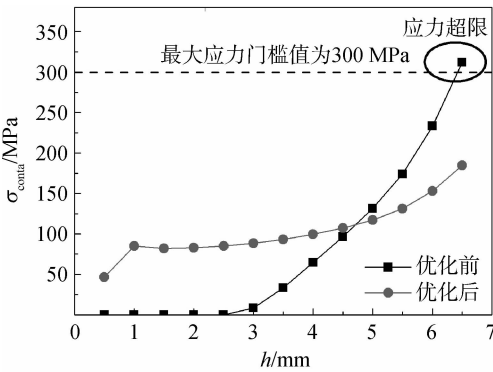
(a) 装配状态



(b) 最大转速



(c) 平均接触应力最坏情况



(d) 最大接触应力最坏情况

图 7 优化前后圆柱面接触应力分布

Fig. 7 Contact stress distribution of cylindrical surface before and after optimization

5 结 论

航空发动机等旋转动力机械中的结构非连续转子系统承受复杂载荷环境变化,容易造成连接结构中连接界面的损伤失效,进而导致整个转子结构系统的动力特性发生变化。因此,亟需建立结构系统的稳健设计方法对连接界面损伤失效进行有效控制。本文对连接界面进行失效分析,并建立了基于容差模型法的设计流程,对转子结构系统连接界面接触状态进行稳健设计,得到主要结论如下:

1) 结构非连续转子系统具有复杂的结构与力学特征,其动力特性受到连接界面参数和转子结构的共同影响,需要重点关注界面接触状态的控制问题。本文通过结构参数对连接界面接触参数进行稳健设计,并对连接结构力学特性进行检验,用以提高转子系统动力学特征的稳健性。

2) 针对转子结构系统中连接界面接触状态,结合容差模型法对接触参数进行稳健设计。仿真结果表明,所出的稳健设计方法通过平均接触应力和最大接触应力对界面损伤失效进行有效控制,降低了接触应力的敏感度,可以使连接界面力学特性满足转子结构系统的设计要求。

参考文献:

[1] 李其汉,王延荣. 航空发动机结构强度设计问题[M]. 上海:上海交通大学出版社,2014.

[2] 洪杰,马艳红,张大义. 航空燃气轮机总体结构设计与动力学分析[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2014.

[3] TRUMAN C E, BOOKER J D. Analysis of a shrink-fit failure on a gear hub/shaft assembly[J]. Engineering Failure Analysis,2007,14(4):557-572.

[4] DINGER G, FRIEDRICH C. Avoiding self-loosening failure of bolted joints with numerical assessment of local contact state[J]. Engineering Failure Analysis,2011,18(8):2188-2200.

[5] JIANMEI W, JIANFENG K, LIANG T. Theoretical and experimental studies for wind turbine's shrink disk[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Part C Journal of Mechanical Engineering Science,2014,229(2):325-334.

[6] QIN Z, HAN Q, CHU F. Analytical model of bolted disk-drum joints and its application to dynamic analysis of jointed rotor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical

Engineers;Part C Journal of Mechanical Engineering Science,2014,228(4):646-663.

[7] QIN Z, CUI D, YAN S, et al. Hysteresis modeling of clamp band joint with macro-slip[J]. Mechanical Systems and Signal Processing,2016,66/67(1):89-110.

[8] ERITEN M, LEE C, POLYCARPOU A A. Measurements of tangential stiffness and damping of mechanical joints:direct versus indirect contact resonance methods[J]. Tribology International,2012,50(4):35-44.

[9] 陈立周. 稳健设计[M]. 北京:机械工业出版社,2000.

[10] ROBINSON T J, BORROR C M, MYERS R H. Robust parameter design;a review[J]. Quality and Reliability Engineering International,2004,20(1):81-101.

[11] HASENKAMP T, ARVIDSSON M, GREMYR I. A review of practices for robust design methodology[J]. Journal of Engineering Design,2009,20(6):645-657.

[12] KRACK M, PANNING L, WALLASCHEK J, et al. Robust design of friction interfaces of bladed disks with respect to parameter uncertainties[R]. Copenhagen, Denmark:ASME Turbo Expo,2012.

[13] STOCKI R, SZOLC T, TAUZOWSKI P, et al. Robust design optimization of the vibrating rotor-shaft system subjected to selected dynamic constraints[J]. Mechanical Systems and Signal Processing,2012,29:34-44.

[14] 王宏伟,马晋生,南俊马,等. 表面微观屈服强度与疲劳极限的关系[J]. 金属学报,1991,27(5):49-53.

WANG Hongwei, MA Jinsheng, NAN Junma, et al. Surface yield strength versus fatigue limit for steels[J]. Acta Metallurgica Sinica,1991,27(5):49-53. (in Chinese)

[15] 付才高,郑大平,欧园霞. 航空发动机设计手册:第 19 册 转子动力学及整机振动[M]. 北京:航空工业出版社,2000.

[16] ZANG C, FRISWELL M I, MOTTERSHEAD J E. A review of robust optimal design and its application in dynamics[J]. Computers and Structures,2005,83(4/5):315-326.

[17] 曹衍龙,王移风,杨将新,等. 基于可行稳健性的公差设计方法研究[J]. 浙江大学学报(工学版),2005,39(3):50-53.

CAO Yanlong, WANG Yifeng, YANG Jiangxin, et al. Study on feasibility robust tolerance design method[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science),2005,39(3):50-53. (in Chinese)

[18] 茅健,曹衍龙. 一种公差敏感稳健性的设计方法[J]. 上海工程技术大学学报,2011,25(2):143-146.

MAO Jian, CAO Yanlong. A sensitivity robust design approach for tolerance[J]. Journal of Shanghai University of Engineering Science,2011,25(2):143-146. (in Chinese)